
ТОНАЛЬНЫЙ ШУМ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ НА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ И ЕГО СНИЖЕНИЕ

Е.Н. Власов, В.К. Мамаев,
К.А. Ковалёв

Кафедра теплотехники и тепловых двигателей
Инженерный факультет
Российский университет дружбы народов
ул. Орджоникидзе, 3, Москва, Россия, 115419

Рассмотрены теоретические и экспериментальные исследования тонального шума центробежных нагнетателей при различных геометрических параметрах элементов проточной части. Даны рекомендации по выбору оптимальных значений параметров.

Ключевые слова: газовая турбина, аэродинамический шум, центробежный нагнетатель, тональный шум, уровень звуковой мощности.

Шум от неоднородности потока играет главную роль в турбомашинах. Особой его разновидностью является шум, возникающий при взаимодействии направляющих и рабочих лопаток. Этот вид шума связан с периодичной неоднородностью потока (тональный шум). Он является почти всегда высокочастотным и определяющим компонентом шума компрессора. В центробежных машинах сиренный шум возникает при взаимодействии турбулентного следа за лопатками рабочего колеса с лопаточным диффузором, с языком улитки [1].

Проанализируем возможности снижения тонального шума в типовых конструкциях центробежных лопаточных машин, выпускаемых промышленностью. При взаимодействии турбулентного следа за лопатками рабочего колеса с неподвижными элементами в зоне взаимодействия образуется множество точечных источников звуковых волн, распределение которых во времени и пространстве определяется геометрией взаимодействующих частей. Известно, что если в каком-то объеме работает целый ряд излучателей, то они могут взаимно ослаблять или усиливать общее излучение. Большое значение для общей мощности излучения имеет сдвиг фаз между отдельными излучателями.

В существующих конструкциях компрессоров колебания элементарных источников происходят в фазе по длине лопатки, так как рабочие лопатки и неподвижные элементы перпендикулярны к плоскости вращения, а следовательно, в момент взаимодействия находятся в одной плоскости по окружности рабочего колеса. Так как рабочие лопатки колеса и лопатки диффузора распределены равномерно, в данный момент времени будут взаимодействовать несколько лопаток. В зависимости от соотношения чисел лопаток рабочего колеса и диффузора, например, при их равенстве, взаимодействуют все лопатки одновременно, и это взаимодействие повторяется периодически через равные промежутки времени.

Кроме того, тональный шум (в спектре при измерении в третьоктавных полосах частот уровень в одной полосе превышает уровень в соседних полосах не менее чем на 10 дБ) является наиболее вредным для здоровья человека. Это обстоятельство учитывается санитарными нормами, где для тонального и импульсного шумов вводится поправка по уровню звука на 5 дБ в сторону ужесточения норм.

Наиболее радикальным способом снижения шума является его подавление в источнике возникновения, что может быть эффективно осуществлено в первую очередь на стадии проектирования агрегата. Однако при существующих методах проектирования информацию об акустической мощности машин проектировщики получают только после изготовления и испытаний натурального образца, когда существенные изменения вносить уже поздно.

В связи с этим большую важность приобретает задача создания расчетных методов оценки акустической мощности агрегата в зависимости от его геометрических и режимных параметров.

Разными авторами предложено большое количество формул для оценки акустической мощности машин. К сожалению, все они являются полуэмпирическими и дают приемлемую точность только для того класса машин, для которых были получены экспериментальные данные, положенные в основу формулы. Известно, что шум от неравномерности потока в турбомашинах является основной составляющей шума. Рассмотрим некоторые способы снижения шума взаимодействия (тонального шума) лопаток рабочего колеса и диффузора в источнике его возникновения путем расфазировки элементарных источников звука применительно к центробежным компрессорам с лопаточным диффузором.

Влияние амплитуды неравномерности углового шага лопаток диффузора

Исследования проводились при гармоническом изменении углового шага лопаток диффузора по формуле [1]:

$$\alpha_i = \alpha_{\text{ср}} - A_m \cos(\alpha_{\text{ср}} \cdot \lambda \cdot i), \quad (1)$$

где $\alpha_{\text{ср}} = \frac{2\pi}{z}$ — угловой шаг при равномерном расположении лопаток; A_m — амплитуда неравномерности углового шага; λ — число волн неравномерности (для диффузора $\lambda = 1$); i — порядковый номер лопатки.

Из-за неравномерности углового шага лопаток диффузора импульсы звукового давления сдвигаются по времени на величину

$$\Delta\tau_i = \frac{\Delta\alpha_i}{60n}, \quad (2)$$

где $\Delta\alpha_i = |\alpha_i - \alpha_{\text{ср}}| = A_m \cos(\alpha_{\text{ср}} \cdot \lambda \cdot i)$.

Анализ проведенных исследований показал, что для оценки влияния амплитуды неравномерности углового шага лопаток диффузора (для номинального режима) на уровень шума взаимодействия целесообразно использовать формулу

$$\Delta L_{\text{н.ш}} = 40 \lg I_0 \left[2\pi \frac{A_m}{\alpha_{\text{ср}}} \left(1 - \frac{A_m}{\alpha_{\text{ср}}} \right) \right], \quad (3)$$

где $\Delta L_{\text{н.ш}}$ — снижение уровня шума взаимодействия при неравномерном шаге; I_0 — функция Бесселя нулевого порядка.

Следует отметить, что амплитуду неравномерности углового шага рекомендуется выбирать в пределах $A_m / \alpha_{cp} = 0,30—0,35$.

Влияние угла наклона лопаток диффузора

Наклон лопаток диффузора в меридиональной плоскости приводит к расфазировке во времени элементарных источников звуковых волн, возникающих от взаимодействия кромочных следов от лопаток рабочего колеса с входными кромками лопаток диффузора.

Для оценки снижения уровня шума взаимодействия при наклоне лопаток диффузора предлагается использовать формулу [2]

$$\Delta L_{н.л} = 6,5 \sin \theta, \quad (4)$$

где θ — угол наклона лопаток диффузора в меридиональной плоскости.

Результаты экспериментальных исследований показали, что оптимальный угол наклона лопаток диффузора $\theta = 15—30^\circ$. При углах меньше 15° снижение уровня шума незначительное, а при углах более 30° ухудшаются аэродинамические характеристики центробежного компрессора.

Влияние соотношения числа лопаток рабочего колеса и диффузора

Получена полуэмпирическая зависимость для оценки уровня звуковой мощности тонального шума центробежных компрессоров при различном соотношении числа лопаток рабочего колеса и диффузора [2]:

$$L_p = 0,84 \cdot \frac{\ln \left[A_0 \cdot \gamma(\mu) \cdot 2ka(z_p - l) \right] \left[F(v) \left(\frac{z_p}{l} + \frac{1}{3} \right) \right]}{\ln 10}, \quad (5)$$

где L_p — уровень звуковой мощности на тональной частоте; $l = z_d \min \leq l \leq \max$, z_d — число лопаток диффузора; z_p — число лопаток рабочего колеса; A_0 — коэффициент, учитывающий геометрию ступени;

$$\gamma(\mu) = \frac{\sum_{i=1}^{\infty} J_{2\mu+2i+1}(2ka)}{\sum_{i=1}^{\infty} J_{2i+1}(2ka)},$$

$$F(\mu) = \frac{2 \sin \pi v}{\pi(1 - v^2)},$$

где $\gamma(\mu)$ — коэффициент эффективности излучения; J — функция Бесселя; i — номер источника; $v = z_p / z_d$ — соотношение числа лопаток рабочего колеса z_p и диффузора z_d ;

$\mu = |z_p - z_d|$; $ka = \frac{\pi f_{nz} D_\Gamma}{a_0} = \frac{\pi f_{nz} D_\Gamma n z_p}{60 a_0}$; f_{nz} — частота следования лопаток; D_Γ — диаметр всасывающего горла; n — частота вращения в об/мин; a_0 — расстояние до точки замера ($a_0 = 1$ м).

Результаты экспериментальных исследований модельных ступеней центробежных компрессоров с лопаточным диффузором показали, что минимальный

уровень тонального шума отмечается при соотношении числа лопаток рабочего колеса и диффузора [2] $v = z_p/z_d = 1,6—1,8$. При этом достигается снижение уровня шума взаимодействия на 8—10 дБ в широком диапазоне по расходу при сохранении высокой экономичности.

Влияние радиального зазора

Поток рабочего тела в центробежном компрессоре имеет сложный характер. На выходе из рабочего колеса неравномерность течения усиливается из-за наличия следов выходных кромок рабочих лопаток, что приводит к снижению экономичности ступени компрессора и повышению уровня шума. В радиальном зазоре между лопатками рабочего колеса и диффузора происходит выравнивание поля скоростей и давления потока рабочего тела прямо пропорционально значению радиального зазора, но при этом увеличиваются габариты и масса центробежного компрессора. По соображениям экономичности отношение D_3/D_2 (D_2 — диаметр рабочего колеса на выходе, D_3 — диаметр диффузора на входе) выбирают в пределах 1,1—1,24, причем большие значения соответствуют высоконапорным центробежным компрессорам при работе в широком диапазоне по расходу.

Уменьшение уровня шума (при увеличении диаметра диффузора от величины D_{31} до величины D_{32}) можно оценить по предлагаемой формуле [3]:

$$\Delta L_3 = 20K (\lg D_{32} - \lg D_{31}),$$

где $K = 0,5 \left(2 - R_{e_0} - \sqrt{(2 + R_{e_0})^2 + 4m^2} \right)$; $R_{e_0} = \frac{C_{r_2} \cdot r_2}{v^*}$; C_{r_2} — радиальная составляющая скорости потока на радиусе r_2 ; v^* — эффективная кинематическая вязкость воздуха, $V = 1,33 \text{ м}^2/\text{с}$; m — номер пространственной гармоники ($m = 1, 2, 3, \dots$).

На основании обработки многочисленных экспериментальных данных с центробежными вентиляторами получена зависимость для оценки уменьшения шума ΔL за счет увеличения радиального зазора, который дает хорошее совпадение с экспериментом в диапазоне $\delta/R = 0,02—0,3$ для вентиляторов с назад загнутыми лопатками:

$$\Delta L'_3 = 7,1 - 141,7 \left(\frac{\delta}{R} \right) + 254,8 \left(\frac{\delta}{R} \right)^2, \quad (7)$$

где δ — радиальный зазор; R — радиус рабочего колеса.

Влияние подрезки выходных кромок рабочего колеса

Более равномерное поле скоростей на входе в диффузор (без увеличения габаритов центробежного компрессора) можно обеспечить путем подрезки под углом $\gamma_{\text{п}}$ поочередно к покрывному и несущему дискам выходных кромок лопаток рабочего колеса.

Экспериментальные исследования показали, что подрезка лопаток на угол $\gamma_{\text{п}} = 15—25^\circ$ приводит к уменьшению уровня шума взаимодействия на 5—8 дБ

по сравнению с колесом без подрезки при незначительном (0,5—0,7%) снижении КПД. Уменьшение уровня шума взаимодействия от подрезки выходных кромок рабочего колеса под углом $\gamma_{\text{п}}$ можно оценить по формуле [2]:

$$\Delta L_{\gamma_{\text{п}}} = 40 \lg \frac{1 + \text{tg } \gamma_{\text{п}}}{1 - \frac{b_2}{D_2} \text{tg } \gamma_{\text{п}}}, \quad (8)$$

где b_2 — высота лопатки на выходе из рабочего колеса; D_2 — наружный диаметр колеса.

Борьба с шумом центробежных компрессорных машин должна быть направлена на уменьшение прежде всего шума взаимодействия (тонального шума) рабочих и диффузорных лопаток, а также шума взаимодействия рабочих лопаток с языком. Снижение шума основной дискретной составляющей возможно за счет расфазировки элементарных источников звуковых волн. В этой связи в лаборатории турбомашин Российского университета дружбы народов выполнены экспериментальные акустические и газодинамические исследования [2] влияния числа лопаток диффузора, угла наклона этих лопаток, угловой неравномерности шага диффузорных лопаток, подрезки выходных кромок рабочего колеса, радиального зазора между колесом и лопатками диффузора на шум взаимодействия и КПД компрессора с рабочими колесами, имеющими загнутые назад лопатки.

С целью достоверного прогнозирования тонального шума центробежных лопаточных машин при изменении геометрических элементов проточной части были предложены более точные расчетные зависимости с учетом экспериментальных данных для оценки тонального шума.

На рисунках 1—5 показаны аппроксимирующие зависимости $\lambda(\Delta S)$, $\lambda(A_m)$, $\lambda(\theta)$, $\lambda(\gamma_{\text{п}})$, а также влияние различных элементов проточной части модельных ступеней центробежных нагнетателей на величину тонального шума, причем на каждом рисунке представлена как экспериментальная, так и расчетная зависимости [4].

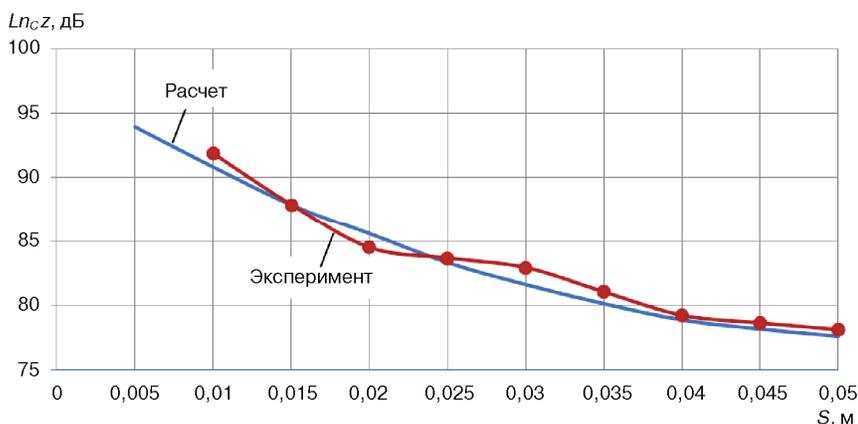


Рис. 1. Влияние зазора S на тональный шум:

$\Delta L_S = \lambda(\Delta S)$, $\lambda(\Delta S) = 254,8 \cdot S^2 - 141,7 \cdot \Delta S + 7,1$, где ΔL_S — уменьшение шума за счет увеличения зазора;

$\Delta S = \frac{\delta}{R}$ — относительный зазор; δ — абсолютный зазор; R — радиус колеса

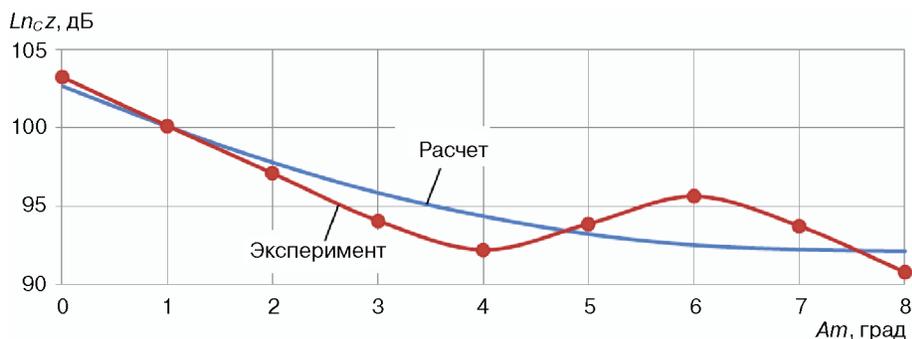


Рис. 2. Влияние амплитуды неравномерности углового шага лопаток диффузора A_m на тональный шум:

$\Delta L_{A_m} = \lambda(A_m)$, $\lambda(A_m) = 0,188A_m^2 - 2,81A_m - 6,605$, где ΔL_{A_m} — уменьшение шума за счет увеличения зазора;
 $A_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot \cos(\lambda \cdot a_{0i})}{z_p}$ — амплитуда угловой неравномерности; z_p — число рабочих лопаток; λ — число волн угловой неравномерности по окружности

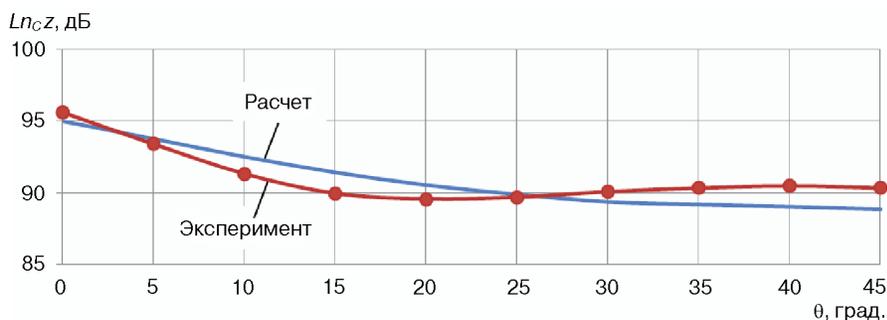


Рис. 3. Влияние угла наклона диффузора θ на тональный шум

$\Delta L_\theta = \lambda(\theta)$, $\lambda(\theta) = 0,01 \cdot (\sin(\theta))^2 - 0,3\sin(\theta) + 13,816$, $\theta = \frac{180}{z_{рк}} + \arctg \frac{t_{периф} + \Delta x_2 - l \cdot \cos \alpha}{l \cdot \sin \alpha}$, где ΔL_θ — уменьшение шума за счет увеличения угла наклона; θ — угол наклона лопаток рабочего колеса; l — длина рабочей лопатки; Δx_2 — ширина аэродинамического следа; $z_{рк}$ — число лопаток рабочего колеса; $t_{периф}$ — шаг лопаток на периферии

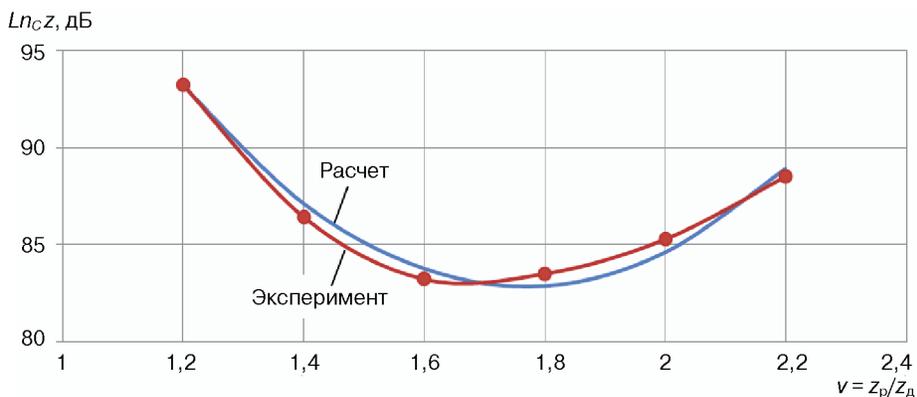


Рис. 4. Влияние соотношения числа лопаток рабочего колеса и диффузора v на тональный шум

$\Delta L_v = \lambda(v)$, $\lambda(v) = 30,9v^2 - 109,08v + 70,475$, где ΔL_v — уменьшение шума за счет оптимального соотношения количества лопаток рабочего колеса и диффузора

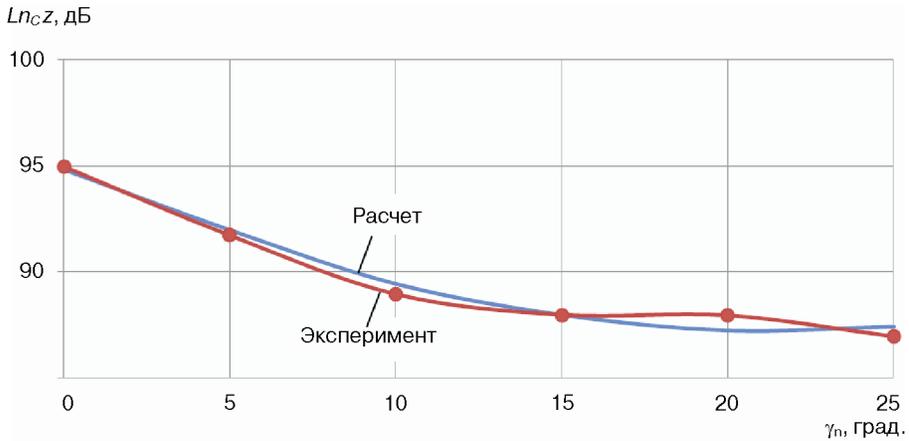


Рис. 5. Влияние подрезки выходных кромок рабочего колеса γ_n на тональный шум:

$$\Delta L_\gamma = \lambda(\gamma_n), \quad \lambda(\gamma_n) = 0,0156\gamma_n^2 - 0,687\gamma_n - 9,354, \quad \text{где } \Delta L_\gamma \text{ — уменьшение шума за счет угла подрезки кромок лопаток рабочего колеса}$$

Как видно из графиков, наблюдается удовлетворительное совпадение экспериментальных и расчетных зависимостей, которые возможно использовать в расчетах.

На рисунках 6—8 показаны результаты (расчета на ЭВМ по специальной программе) комплексной оценки тонального шума ступени центробежной машины при различных геометрических элементах проточной части.

Уровень шума на лопаточной частоте составит

$$L_{ncz} = 20 \lg \frac{P_{\text{эф}}}{P_0},$$

где P_0 — пороговый уровень звукового давления; $P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Н/м².

Эффективное звуковое давление $P_{\text{эф}}$ связано с давлением P_k соотношением

$$P_{\text{эф}} = P_k / 1,4.$$

Амплитуда звукового давления на лопаточной частоте:

$$P_k = \frac{1}{396,76 \cdot \sqrt{T}} \cdot \frac{F}{r \cdot \tau_1} \cdot \sin \frac{\omega \cdot \tau_1}{2} \cdot \sin \frac{\omega \cdot \tau_2}{2},$$

где F — пульсационная аэродинамическая сила $F = \pi \cdot r_{\text{яз}} \cdot b \left(2 \cdot \Delta P_{\text{ст}} + \frac{\rho \cdot \Delta V^2}{4} \right)$, где $r_{\text{яз}}$ —

радиус округления языка улитки; b — ширина языка; $\Delta P_{\text{ст}}$ — изменение статического давления; ρ — плотность окружающей среды; ΔV — изменение выходной скорости; T — абсолютная температура окружающей среды; r — расстояние до точки замера; ω — круговая частота следования импульсов.

$$\tau_1 = \frac{\Delta x_1 + \Delta x_2 - \Delta x_3 - 2b \cdot \text{tg} \theta - d / \cos \theta}{2\alpha \cdot R},$$

$$\tau_2 = \frac{2\Delta x_1 + \Delta x_2 + \Delta x_3 - b \cdot \operatorname{tg} \theta - d / \cos \theta}{2\alpha \cdot R},$$

где Δx_1 , Δx_2 и Δx_3 — параметры эпюры скоростей на выходе из рабочего колеса; θ — угол наклона лопатки; $d = r_{\text{зз}}$; $\theta = \gamma$; α — угловая скорость вращения; R — радиус рабочего колеса.

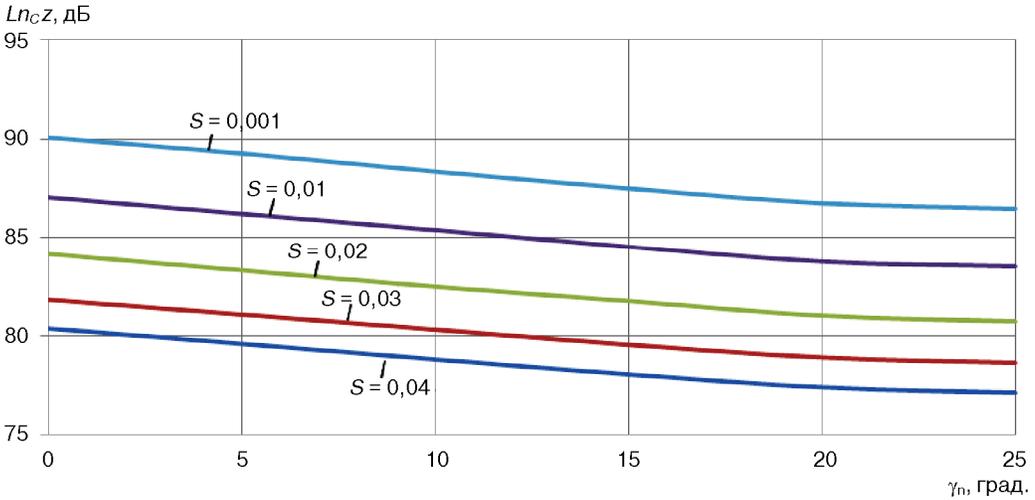


Рис. 6. Влияние угла подрезки γ_n и зазора S на тональный шум

Для оценки влияния подрезки лопаток рабочего колеса и осевого зазора формулу можно представить в следующем виде:

$$Ln_{cz} = 20 \lg \left(\frac{P_k \cdot 10^{0,05 \sqrt{\lambda(\gamma_n) \cdot \lambda(\Delta S)}}}{1,4 \cdot P_0} \right).$$

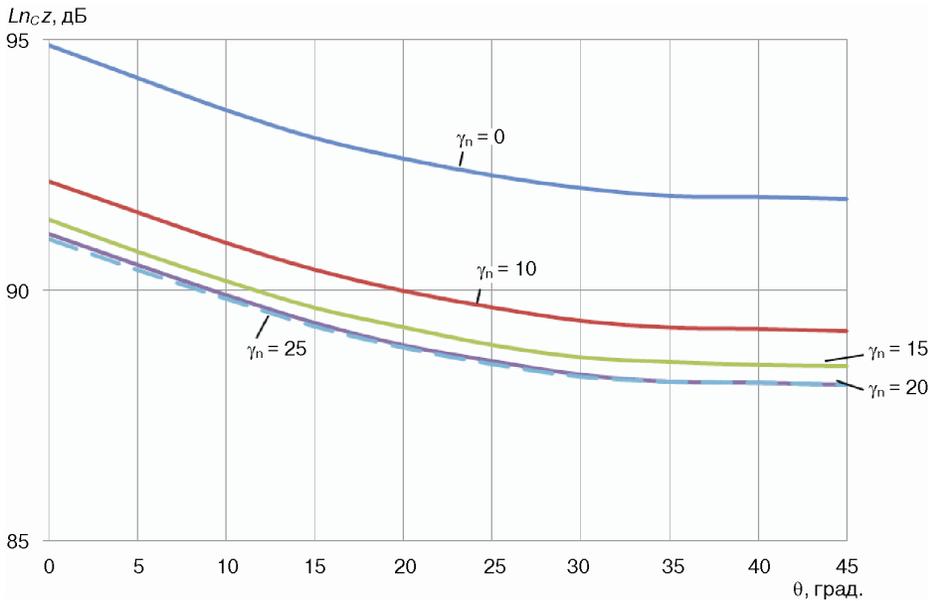


Рис. 7. Влияние угла подрезки γ_n и угла наклона θ на тональный шум

Для оценки влияния подрезки лопаток рабочего колеса и угла наклона диффузорных лопаток (рис. 7):

$$Ln_{cz} = 20 \lg \left(\frac{P_k \cdot 10^{0,05 \sqrt{\lambda(\gamma_n) \lambda(\gamma_n)}}}{1,4 \cdot P_0} \right).$$

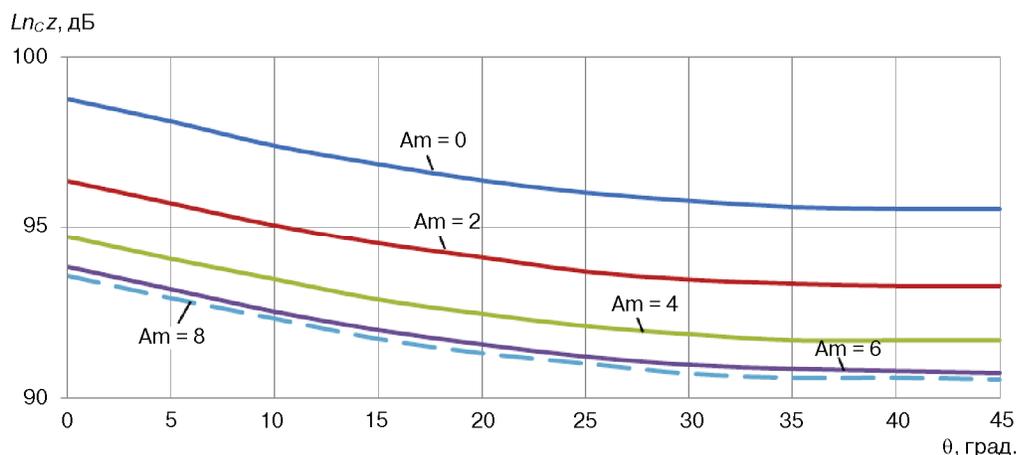


Рис. 8. Влияние амплитуды неравномерности A_m и угла наклона θ на тональный шум

Для оценки влияния амплитуды неравномерности углового шага и наклона диффузорных лопаток (рис. 8):

$$Ln_{cz} = 20 \lg \left(\frac{P_k \cdot 10^{0,05 \sqrt{\lambda(A_m) \lambda(\theta)}}}{1,4 \cdot P_0} \right).$$

Полученные результаты расчета позволяют оптимизировать выбор геометрических параметров проточной части центробежной ступени при минимальном тональном шуме.

С целью проверки полученных расчетных данных для определения оптимального комплекса геометрических параметров проточной части модельной ступени нагнетателя в лаборатории турбомашин Российского университета дружбы народов выполнены экспериментальные акустические и газодинамические исследования [2] комплексного влияния амплитуды неравномерности углового шага и угла наклона диффузорных лопаток на тональный шум и экономичность модельной ступени нагнетателя.

Некоторые геометрические параметры исследованных типов модельной ступени центробежных нагнетателей приведены в табл. 1.

Таблица 1

Геометрические параметры ступеней ЦБН

Элемент ступени	Угол		Высота лопатки, мм	Угол наклона, мм	A_m	Число лопаток
	входной	выходной				
Рабочее колесо	34°±30°	48°	15,8°	—	—	12/24
Диффузор	22°±30°	33°±30°	22,8°	15°±30°	0°±6°	20

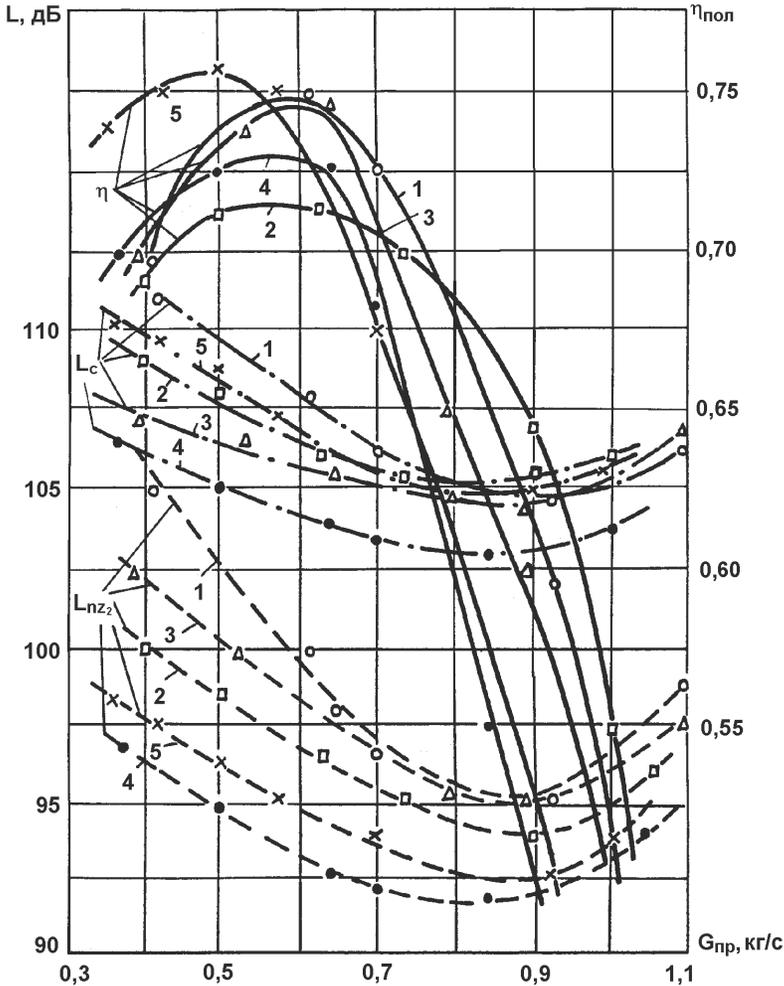


Рис. 9. Зависимость изменения уровня шума и КПД ступени от расхода при различных углах γ , A_m и $U = 192$ м/с:

а — ступень 1 ($1 - \gamma = 0^\circ$ и $A_m = 0^\circ$; $2 - \gamma = 15^\circ$ и $A_m = 6^\circ$; $3 - \gamma = 0^\circ$ и $A_m = 6^\circ$;
 $4 - \gamma = 30^\circ$ и $A_m = 6^\circ$; $5 - \gamma = 30^\circ$ и $A_m = 0^\circ$)

Зависимости уровня шума и КПД от расхода различных вариантов модельной ступени ЦБК даны на рис. 8 (см.). Сочетание различных углов наклона лопаток диффузора γ_d и амплитуды неравномерности A_m углового шага α_i [4] способствует оптимальной расфазировке источников звуковых волн. Следует отметить, что значения $\gamma = 30^\circ$ и $A_m = 6^\circ$ являются оптимальными (при влиянии одного из этих параметров) и получены ранее [4]. Экспериментальные исследования, как и ожидалось, подтвердили, что ступень ЦБК с оптимальными значениями $\gamma = 30^\circ$ и $A_m = 6^\circ$ обеспечивает максимальное снижение шума взаимодействия и общего шума (см. рис. 8, кривая 4). Предложенный конструктивный вариант ступени оказался значительно лучше вариантов 3 ($\gamma = 0^\circ$ и $A_m = 6^\circ$) и 5 ($\gamma = 30^\circ$ и $A_m = 0^\circ$), которые показали хорошие результаты по снижению шума взаимодействия по сравнению с традиционным вариантом 1 ($\gamma = 0^\circ$ и $A_m = 0^\circ$).

Результаты экспериментальных исследований позволили выбрать оптимальные значения двух вариантов γ и A_m . Наблюдается хорошее совпадение расчетных (см. рис. 8) и экспериментальных (рис. 9) результатов.

Как видно из рис. 9 (см.), снижение шума взаимодействия составило 3—8 дБ, а суммарного уровня шума — 2—4 дБ при варианте 4 по сравнению с вариантом 1. Следует отметить, что КПД ступени ЦБН (тип 1) при различных вариантах проточной части изменился. Наблюдается незначительное повышение КПД варианта 5 и уменьшение КПД вариантов 2 и 4 по сравнению с вариантом 1. Указанные обстоятельства требуют дополнительных исследований.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Хорошев Г.А., Петров Ю.И., Егоров Н.Ф.* Борьба с шумом вентиляторов. — М.: Энергоиздат, 1981.
- [2] *Власов Е.Н., Дедиков Е.Д., Терехов А.Л., Цулимов С.В.* Исследование шума лопаточных машин на компрессорных станциях магистральных газопроводов и способы его снижения. — М.: Газпром, 1998.
- [3] *Зинченко В.И., Григорьян Ф.Е.* Шум судовых газотурбинных установок. — Л.: Судостроение, 1969.
- [4] *Власов Е.Н., Кочергин А.О., Задорожный А.В.* Оценка тонального шума центробежных нагнетателей при различных геометрических элементах проточной части // Транспорт и подземное хранение газа. — 2005. — № 2.

CENTRIFUGAL SUPERCHARGERS TONAL NOISE AT COMPRESSOR STATIONS AND IT REDUCE

**E.N. Vlasov, V.K. Mamaev,
K.A. Kovalev**

Department of heating engineers and heat engine
Engineering faculty
Peoples' Friendship University of Russia
Ordzhonikidze str., 3, Moscow, Russia 115419

Theoretical and experimental studies of tonal noise centrifugal blowers for various geometric parameters of elements of the flow path. Recommendations on the choice of optimal parameter values.

Key words: gas turbine, aerodynamic noise, centrifugal blower, tonal noise sound power level.